フラップゲートの振動実地調査とその水中固有振動数*

阿南景子^{*1}, 石井徳章^{*2}
Charles W. KNISELY^{*3}, 松本征男^{*4}Field Vibration Tests of a Flap Gate Undergoing
Self-Excited Vibration and Its In-Water Vibration FrequencyKeiko ANAMI^{*5}, Noriaki ISHII,
Charles W. KNISELY and Yukio MATSUMOTO^{*5} Department of Mechanical Engineering, Ashikaga Institute of Technology,
268-1 Omae-cho, Ashikaga-shi, Tochigi, 326-8558 Japan

Experimental modal analysis, using an impact hammer and accelerometers, was conducted on a full-scale flap gate with a height of 0.963 m and a span of 14.8 m to determine its in-air natural frequencies, mode shapes and modal damping. Subsequently, the in-water self-excited vibration characteristics of the gate (without any spoilers) were recorded using the same accelerometers. This paper reports the major in-air vibration characteristics (the mode shape, frequency and damping ratio for the damped vibrations), as well as the major in-water self-excited vibration characteristics (the excitation ratio and frequency of the self-excited vibrations in water). In parallel with these experiments, calculations of the inherent in-water vibration frequency of the gate using a potential flow theory, and based on input from the in-air modal testing, are presented. Comparison of the calculated inherent in-water vibration frequency with the measured frequency of the in-water self-excited vibration confirms the validity of the present theoretical analysis.

Key Words: Flow-Induced Vibration, Self-Excited Vibration, Flap Gate, In-Water Vibration Frequency

1. 緒言

水と接した構造物がわれわれの身近にたくさんある。その典型的なものの一つが、洪水を防いだり、水をせき止めたりするために用いられる水門（ゲート）である。ゲートは、巨大な動水圧や振動問題を引き起こす可能性がある。特に、その振動が流水の方向に現われる場合には、水の慣性に起因して、巨大な動水圧が引き起こされ、それが振動に対する水の付加質量効果すなわちゲートの固有振動数を低下させる効果をもたらす。また場合によってはゲート本体を破壊することもあると考えられる。1995年7月に発生したフォルソンダム・テンタゲートの崩壊⁽¹⁾⁻⁽³⁾にもこのような動水圧が関与した可能性が高いと事故当初から指摘されており、広範囲にわたる研究が進められている⁽⁴⁾⁻⁽¹⁰⁾。

大切なことは、動水圧を正確に算定できる解析法を確立しておくことである。そこで、これまでに散逸性の波動問題に対するポテンシャル理論を用いて動水圧を解析する手法を示している^{(4)-(6), (17)-(19)}。その解析法の有用性は小形のモデルを用いた実験では確かめられている^{(7), (8), (20)}。しかし、実用されている大形のゲートを用いて検証した例がない。今回、実用されているフラップゲートの振動について実地調査する機会が得られたので、その実験結果を用いて、動水圧の解析法の検証を行った。しかし、現場で動水圧を計測することは、非常に困難である。そこで、動水圧に直接起因した付加質量効果⁽⁹⁾によって空中での固有振動数が水中ではかなり低下すること⁽¹⁰⁾に着目し、両者の周波数比を実験と理論で算出して比較した。

実用されているフラップゲートについて、第1に、空中でのハンマリング法によるモーダル解析を行った。ゲートの中央部をハンマーで加振し、それに対するゲートの振動加速度を計測した。それらをコンピュータでモーダル解析することによって空中での固有振動の周波数、減衰比と固有振動モードを求めた。第2に、流水中での自励振動実験を行い、ゲートの流水中での

* 原稿受付 2004年6月28日。

^{*1} 正員、足利工業大学工学部(☎326-8558 足利市大前町268-1)。^{*2} 正員、大阪電気通信大学大学院工学研究科(☎572-8530 寝屋川市初町18-8)。^{*3} Bucknell University (Lewisburg, PA 17837, U.S.A.)。^{*4} 名和テクノ(株)(☎518-0729 三重県名張市南町474)。

E-mail: anami@ashitech.ac.jp

振動特性を明らかにした。その際、防振用のスポイラーをすべて取り外した。実地調査を行ったフラップゲートは動的に非常に不安定な状態に陥り、激しい自励振動を引き起こした。そこで、自励振動の実時間波形を計測し、振動数と発振比（負性減衰比）を求めた。第3に、空中で計測されたもっとも低次の固有振動モードがベースになって自励振動が発生すると考えられるので、その基本固有振動モードに対して動水圧を解析し、ゲートの運動方程式から自励振動を引き起こす振動数を算定した。第4に、自励振動と空中固有振動との振動数比を実験と理論から算定し、両者を比較した。

2. 記号

- d_0 : 上流側水深 [m]
- d_g : スキンプレート先端から河床までの鉛直高さ [m]
- F : フルード数
- f_a : 空中での固有振動数 [Hz]
- f_{a0} : スポイラーをすべて外したときの空中固有振動数 [Hz]
- f_w : 自励振動の振動数 [Hz]
- g : 重力加速度 [m/s^2]
- I_ψ : 回転中心周りの慣性モーメント [kgm^2]
- $I_{\psi 0}$: スポイラーをすべて外したときの回転中心周りの慣性モーメント [kgm^2]
- P_b : 流体圧力 [Pa]
- p_b : 無次元流体圧力
- R_S : ゲートの回転中心高さ [m]
- r_s : 無次元回転中心高さ
- T_i : 伝達関数
- W_0 : ゲートのスパン長さ [m]
- X : 水面に沿った上流に向かう座標
- Y, y : 直立したゲートに沿った上向きの座標
- α_ψ : 水とゲートの質量比
- ΔI : 水の付加慣性モーメント [kgm^2]

- Δm_ψ : 無次元付加質量
- θ : ゲートの傾斜角度
- ξ : 発振比
- ρ : 水の比質量 [kg/m^3]
- ϕ : 加振力に対する振動の位相遅れ
- Ψ_0 : ゲートの振動の回転角

3. フラップゲート

実地調査を行ったフラップゲートは、農業用灌漑用水を確保する目的で使用されている比較的小形のゲートである。その断面図を図1に示す。スキンプレートはトルクチューブに固定されている。スキンプレートの厚さは 9mm であり、トルクチューブの半径は 156mm である。トルクチューブの中心からスキンプレート先端までの長さは 0.963m である。スキンプレートは、高さ 194mm の H ビームで補強されている。ゲート全体は、図1に破線で示した油圧ジャッキによってトルクチューブの中心周りに回転できる。ゲートの下流側への傾き角 θ は 15 度から水平の 90 度まで調節できる。

下流側から見たフラップゲートを図2に示している。河川にはこのゲートが2門設置されている。スパンの全長は 14.8m である。12本の H ビームがスキンプレートを補強している。図2では、スキンプレート先端のクレスト部に、防振用に多数のスポイラーが取り付け

Fig 1. Sectional view of flap gate in river installation.

Fig 2. Downstream side view of flap gate and measurement points for modal analysis tests in-air.

けられている。4つある大スポイラーは、高さが0.341mで質量が20kgである。小スポイラーは、高さが0.075mで質量が6kgであり、31個取り付けられている。スポイラーを含めたゲートの総質量は3474kgである。

4. 空中での固有振動特性

ゲートの空中での固有振動特性を明らかにするため、ハンマリング法によるモーダル解析を行った。その際、2門設置されているうちの左岸側のゲートを完全に倒して放水し、右岸側のゲートに上流側の水がかからないようにした。この右岸側のゲートをフォースゲージ(PCB GK-206M6)付きの質量5.4kgのハンマー(PCB GK-086B50)で打撃加振した。加振点は、図2に⊗印で示している様に、ゲート全体を均等に加振できるように、スパンの中央付近に選んだ。加振は上流に向かって行った。そのときの流水方向の振動加速度応答をサーボ型加速度計(リオン LS-20C)で計測した。測定点は、図2に●印で示しているHビーム上の36点である。測定点を行列で表わすために、測定点に上からA, B, Cの記号、左側から1, 2, …, 12の径間番号を付けている。加振力と振動加速度応答はデジタルデータレコーダ(TEAC RD-135D)に記録した。

全ての測定データは、FFTアナライザー(A&D AD3525)で分析した。一例として、測定点6Cで計測した加振力と加速度応答の実時間波形を図3a, bに示す。加速度応答の周波数スペクトラムを加振力の周波数スペクトラムで割って求めた伝達関数を図3cに示している。3回の打撃試験を平均化した結果である。

36点の計測点全てにおける伝達関数を、モーダル解析ソフト(A&D Zonic AD1461)に入力すると、図4に示す逆モード指示関数(IMIF)が求まる。逆モード指示関数は、次式で定義されている：

$$\text{IMIF} \equiv 1.0 - \frac{\sum_{i=1}^n [\text{Real}(T_i) \times |T_i|]}{\sum_{i=1}^n |T_i|^2} \quad (1)$$

ここで、 T_i は、伝達関数である。右辺の第2項は、 $\cos \phi$ に相当する。ここで、 ϕ は加振力に対する振動の位相遅れを表しており、共振状態のとき90度になる。したがって、IMIFのピークの大きさはゲートの持つ固有振動の強さを表している。図4には多数のピークが見られるが、その全てが意味のあるモードではない。全てのピークについて、それが意味のあるモードであ

Fig 3. Field vibration test results for impulsive forces, acceleration responses and transfer functions measured at Point 6C.

Fig4. Inverse Modal Indicator Function.

るのかどうかを、網羅的に分析した。その結果得られた低次のモードを、図3cの伝達関数と図4のIMIFにラベルを付けて表している。

計測された固有振動の周波数 f_a 、減衰比 ζ_a 、およびゲートを真上から見たモードの概略図を表1に示している。基本モードの周波数は30.5Hzであり、そのモードシェイプはスパン全長にわたってほぼ均一に流水方向に振動することを表している。この基本モード

Table 1. Experimental modal analysis test results for flap gate.

Mode name	Frequency f_a [Hz]	Damping ratio ζ_a	Mode shape
M_1	30.5	0.030	
M_2	39.5	0.019	
M_3	42.3	0.006

Fig 5. Fundamental mode of natural vibrations in air and its rotation center.

の流水方向断面図を図5に示している。この図は、スキンプレートがもっとも下流側に動いたときと、もっとも上流側に動いたときの両方を示している。ゲートの左上の数字と右側の文字は、図2に示した測定ポイントとに対応している。このモード図から、ゲートが回転的な振動をしていることが分かる。その回転中心位置をA、B、C点の変位から推定した結果を、図5の左側に●印で示している。零の基準位置をスキンプレートの付け根に取っている。回転中心位置は基準位置からトルクチューブの中心までの範囲にあることが分かる。

5. 自励振動特性

図1に示しているように、スキンプレートの下端が上流側の河床に一致している。その河床までの水深が常に0.814mに保たれた状態で自励振動実験を行った。一般に、越流水脈の脈動を分断して自励振動の発生を抑制するために、フラップゲートには多数のスプライヤーが取り付けられている⁽²⁾。ここではこのフラップゲートが持つ本来の自励振動特性を明らかにするために、スプライヤーをすべて取り外して実験を行った。図2に

Fig 6. Real-time waveform of streamwise in-water vibration for $\theta=17.2$ deg measured at Point 1A.

Fig 7. Test results of free vibration in water: (a) excitation ratio; (b) vibration frequency.

示している大小のスプライヤーをすべて取り外すと、フラップゲートは動的に非常に不安定な状態に陥り、激しい自励振動を引き起こした。ゲートの傾斜角度 θ が172度、越流高さ Δh が16mmのときに測定点1Aで計測できた自励振動波形の一例を図6に示している。振動は急激に成長し、約1秒後に定常状態に落ち着いている。振動が指数関数的に大きくなっている部分の振幅を実線でなぞっている。発振比 ξ は0.0072であった。振動周波数 f_w は22Hzであった。

同様の計測を、ゲートの傾斜角度 θ を変化させて行った。傾斜角度を15度から約33度まで変化させて計測した発振比と周波数を図7に示している。図7の白丸と黒丸はそれぞれゲート両端上部の測定点1Aと12Aでの計測結果である。周波数は両測定点とも一致している。

ゲートの傾斜角度が大きくなるにしたがって、越流高さが大きくなり、さらに、ゲート下流側に形成される空洞容積が小さくなり、それに応じて発振比が徐々に小さくなっている。振動数は傾斜角度が約 22.2 度までの比較的小さなときには約 21.9Hz の一定値をとるが、傾斜角度が約 22.2 度を超えると急に 19.5Hz 近くまで減少する。その後、傾斜角度が大きくなるにしたがって振動数は徐々に増加している。傾斜角度が比較的小さなときに振動数が一定値を示すのは、おそらくナップ（ゲートの越流水が形成する水脈）の固有振動に同期したものでと考えられる。ナップの振動メカニズムを詳しく検討することは本論文の主眼点ではないので、ここではこれ以上の検討は行わない。

6. 動水圧と付加質量および

振動数比の理論計算

動水圧を求めるためには、流れ場の解析が必要である。しかしながら、図 1 のようにフラップゲートが下流側に傾いている場合について、流れ場を厳密に解析することは困難である。そこで、本報では、近似的な取り扱いではあるが、図 8 の左側に示しているように、直立したスキンプレートが回転的な微小振動をすることとして取り扱った。河床からスキンプレート先端までの高さ d_g は、ゲートの傾斜角度が大きくなるにつれて小さくなるとした。直立したスキンプレートに沿った座標 Y を水面から上向きにとり、水面に沿った座標 X を上流に向かってとっている。上流側の貯水池の水深を d_0 とする。河床から回転中心までの高さを R_s で表わしている。図 8 に示しているのは、回転中心が河床よりも下側にある場合である。このとき、 R_s は負の値とする。

水面付近での圧力は比較的小さな値になる。したがって、越流水が流れ場に及ぼす影響は重要ではないと考えられる。そこで、越流水の部分にもスキンプレートと共に動く剛体壁があるものと仮定した。この直立したスキンプレートの振動によって引き起こされる動水圧を、Rayleigh⁽²¹⁾や Lamb⁽²²⁾らが考案したポテンシャル流れ理論を応用して解析的に求めた^{(4)~(6)}。解析の結果がモデル実験の結果とよく一致することはすでに確かめられている⁽⁷⁾⁽⁸⁾。

得られた動水圧の振幅を図 8 の右側に示している。縦軸 y は直立したスキンプレートに沿った無次元座標：

$$y \equiv Y/d_0. \quad (2)$$

Fig 8. Vertical weir-plate model and calculated results for vibration induced hydrodynamic pressure.

である。したがって、 $y = -1$ が上流側の河床に相当する。横軸は、次式で定義している無次元圧力振幅である：

$$p_b \equiv \frac{P_b / \rho g}{(d_0 - R_s) \Psi_0}. \quad (3)$$

ここで、 Ψ_0 はスキンプレートの微小振動の回転角を表わす。したがって、 p_b は動水圧 P_b のヘッドと水面におけるスキンプレートの振幅の比を表す。既報⁽⁶⁾の式(21)に示した変動圧力に対して既報⁽⁶⁾の式(22)に示した無次元変数を導入し、さらに、流体圧力に関して上記の式(3)で無次元化を行うと、無次元動水圧の定在波成分と進行波成分はそれぞれ次式で与えられる。

$$p_{bs}(x, y) = -\frac{2F^4}{1-r_s} \sum_{j=1}^{\infty} \left[\frac{1}{\beta^* \eta_j^2} \left(r_s - \frac{1}{2} \right) + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n \eta_j^2 - (n\pi/\beta^*)^2} \times \left\{ r_s \sin \frac{n\pi}{\beta^*} + \frac{\beta^*}{n\pi} \left(\cos \frac{n\pi}{\beta^*} - 1 \right) \right\} \right] \times \frac{\cos \eta_j (y + \beta^*)}{\cos \eta_j \beta^*} \frac{1}{W'(\eta_j)/i} \quad (4)$$

$$p_{bp}(x, y) = \frac{2F^4}{1-r_s} \left[\frac{1}{\beta^* \xi_0^2} \left(r_s - \frac{1}{2} \right) + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{1}{n \xi_0^2 - (n\pi/\beta^*)^2} \times \left\{ r_s \sin \frac{n\pi}{\beta^*} + \frac{\beta^*}{n\pi} \left(\cos \frac{n\pi}{\beta^*} - 1 \right) \right\} \right] \times \frac{\cos \xi_0 (y + \beta^*)}{\cos \xi_0 \beta^*} \frac{1}{W'(\xi_0)} \quad (5)$$

式に含まれる $\xi_0, \eta_j (j=1, 2, 3, \dots)$ は、次の超越方程式：

$$\begin{aligned}\xi_0 \tanh(\xi_0 \beta^*) &= F^2, \\ \eta_j \tan(\eta_j \beta^*) &= -F^2 \quad (j=1, 2, 3, \dots).\end{aligned}\quad (6)$$

の解である。それぞれの解の特性については、既報⁶⁾の図 3 に示している。さらに、式(4)に含まれる関数 $W(\eta_j \beta^*)$ と式(5)に含まれる関数 $W(\xi_0 \beta^*)$ はそれぞれ次式で与えられている。

$$\begin{aligned}W(\eta_j \beta^*)/i &= \tan \eta_j \beta^* + \frac{\eta_j \beta^*}{\cos^2 \eta_j \beta^*}, \\ W(\xi_0 \beta^*) &= \tanh \xi_0 \beta^* + \frac{\xi_0 \beta^*}{\cosh^2 \xi_0 \beta^*}.\end{aligned}\quad (7)$$

図 8 のパラメータは、式(4), (5)にも含まれている流れの力学的相似性を代表するフルード数 F である：

$$F \equiv \sqrt{d_0/g} \times 2\pi f_w. \quad (8)$$

計測した自励振動の振動数 f_w はゲート傾斜角度によってあまり大きな変化は示さず、その平均値は約 20.9Hz であり、水深 d_0 は 0.814m であったので、フルード数は 37.85 であった。そのときの無次元圧力振幅を実線で示している。ただし、スキムプレートの回転中心高さ R_S は、図 5 に示したように、0 (スキムプレート下端) から -0.156m (トルクチューブ中心) まで変化し、その平均値は -0.101m であったので、その場合について計算している。 R_S を水深 d_0 で割って得られる無次元回転中心高さ r_s ：

$$r_s \equiv R_S/d_0 \quad (9)$$

は、図 8 に示しているように、その平均値が -0.127 になる。

動水圧はスキムプレートの中央付近で最大になり、その値は約 430 にも達する。これは、スキムプレートがその先端でわずか 1mm 振動しただけで、動水圧は 0.43mAq にも達することを表わしている。

動水圧によるモーメントをスキムプレート全体にわたって積分すると、水の付加慣性モーメント ΔI が求まる。その結果、無次元付加質量 Δm_ψ は次式で定義できる：

$$\Delta m_\psi \equiv \frac{\Delta I/(d_0 - R_S)^2}{\rho d_0^2 W_0}. \quad (10)$$

水による付加慣性モーメント ΔI を回転半径 $(d_0 - R_S)$ の 2 乗で割って等価質量に換算したものが分子である。 W_0 はスパン長さである。分母は、容積 $d_0^2 W_0$ に含まれる水の代表質量である。ゲートの傾斜角度が変化した場合の無次元付加質量の計算結果を

Fig 9. Reduced added mass and frequency ratio of in-water vibration to in-air vibration.

図 9a に示している。無次元回転中心高さ r_s の平均値は -0.13 であったので、そのときの計算結果を実線で示している。さらに r_s が変化する限界値 0 と -0.19 に対する計算結果を破線で示している。既に述べたように、ゲートの傾斜角度が増加すると、河床からスキムプレート先端までの高さ d_g が短くなるとして取扱った。その結果、 d_g が減少するにつれて、付加慣性モーメント ΔI がわずかに減少するので、それに伴い、無次元付加質量もわずかに減少する傾向を示している。

このような水の付加質量効果のために、フラップゲートの水中振動数 f_w は空中における固有振動数 f_{a0} よりも大幅に減少することになる。両者の比は次式：

$$\frac{f_w}{f_{a0}} \equiv 1/\sqrt{1 + \alpha_\psi \Delta m_\psi} \quad (11)$$

によって算出できる⁽⁶⁾⁽⁸⁾⁽¹⁵⁾。

注意すべきことは、図 2 に示したスポイラーを、空中での振動試験ではすべて取り付けており、自励振動の計測ではすべて取り外していた点である。ゲートの質量に対してスポイラー自体の質量は小さいが、ゲートのクレスト部に取り付けられているため、回転中心までの距離が長く、ゲート全体の慣性モーメントに及ぼす影響が大きい。したがって、固有振動数が当然変化する。その分だけ、表 1 に示した空中での基本モードの固有振動数 $f_a = 30.5\text{Hz}$ を補正する必要がある。スポイラーを全て取り外した場合の回転中心周りの慣性モーメントを $I_{\psi 0}$ とすると、スポイラーを取り外した

場合の固有振動数 f_{a0} は、それぞれの運動方程式より、次式で求めることができる。

$$f_{a0} = \sqrt{I_{\psi} / I_{\psi 0}} f_a \quad (12)$$

その結果、スポイラーが取り付けられていないときのフラップゲートの固有振動数 f_{a0} は 34.1 Hz となる。

式(10)に含まれる α_{ψ} は水とゲートの質量比：

$$\alpha_{\psi} \equiv \frac{\rho d_0^2 W_0}{I_{\psi 0} / (d_0 - R_S)^2} \quad (13)$$

である。分子は式(10)にも現われた水の代表質量であり、分母はフラップゲートの慣性モーメント $I_{\psi 0}$ を回転半径 $(d_0 - R_S)$ の 2 乗で割った等価質量である。 $I_{\psi 0}$ は回転中心位置によって当然変化するが、 r_s が平均の -0.13 の場合、 545.8 kgm^2 となり、そのときの質量比 α_{ψ} は 15.1 となる。具体的に周波数比を算出した結果が図 9b である。実線 ($r_s = -0.13$) と破線 ($r_s = 0, -0.19$) で示している。周波数比は傾斜角が大きくなるにしたがって、無次元付加質量が減少している分だけわずかではあるが、増加する傾向を示している。

スポイラーをすべて取り外した状態の固有振動数 $f_{a0} = 34.1 \text{ Hz}$ で図 7b に示した自励振動の周波数 f_w を割れば、実測値に基づいた周波数比 (f_w / f_{a0}) のデータが得られる。それらを図 9b に●印でプロットしている。理論計算の結果と比較すると、良く一致していることが分かる。

7. 結 言

せき板の振動によって生じる動水圧を散逸性の波動問題に対するポテンシャル理論を用いて解析する方法については、これまでにモデルゲートを用いた検証だけを行っていた。しかし、今回、日本で実用されているフラップゲートの振動に関する実地調査結果に基づいて著者らの理論解析法の有用性を検証することができたものと考えられる。実際の流れ場合をかなり荒く取り扱って理論解析を行っているが、せき板の振動に対する水の付加質量効果を代表する流水固有振動数の算定値が実測値とよく一致する結果が得られている。したがって、これまでは実験室レベルで確認されていたポテンシャル理論を用いた動水圧の解析法が実機レベルでも十分有用であるといえる。これによって、フラップゲートだけに限らず、テンタゲートや長径間ゲート等の流水中での振動数や発生する巨大な動水圧を著者らの理論解析法によって正確に予測できるようになると考えられる。

謝 辞

本研究は、日本学術振興会科学研究費補助金の補助を得て行ったものである。

今回の実地調査は当ゲートに関わる方々のご理解とご協力によって実施できたものである。ここに、心より謝意を表す。さらに、振動測定およびモーダル解析に協力いただいた中田亮生氏、阪本敬治氏、田中拓哉氏、橋匠君に謝意を表わす。

文 献

- (1) Ishii, N., Folsom Dam Gate Failure Evaluation and Suggestions, (1995-8), 1st report submitted to U.S. Bureau of Reclamation.
- (2) Ishii, N., Folsom Dam Gate Failure Evaluation Based on Modal Analysis and Suggestion, (1995-11), 2nd report submitted to U.S. Bureau of Reclamation.
- (3) 阿南・石井, 機講論, No.98-1 (III), (1998-3), 119-120.
- (4) 阿南・石井, 機講論, No.975-2, (1997-9), 47-48.
- (5) Anami, K. & Ishii, N., Proc. of 1998 ASME Pressure Vessels and Piping Conf., Vol. 363, (1998-7), 87-93.
- (6) 阿南・石井・山崎, 機論, No. 66-652, B, (2000), 3116-3123.
- (7) 阿南・石井, 機講論, No.99-19, (1999-10), 73-74.
- (8) 阿南・草野・石井・中田・徳島, 機講論, No.000-3, (2000-9), pp.63-64.
- (9) 阿南・石井, 山梨講演会論文集, (1997-10), 89-90.
- (10) Anami, K. & Ishii, N., In: *Experimental Mechanics I (Advances in design, testing and analysis)* (ed. Allison I. M.), (1998), 29-34.
- (11) 阿南・石井, 機講論, No.98-8 I, Vol. A, (1998-8), 709-712.
- (12) 石井・阿南, 日本風工学会誌, No.78, (1999-3), 43-44.
- (13) Anami, K. & Ishii, N., Proc. of 1999 ASME Pressure Vessels and Piping Conf., Vol. 396, (1999-8), 343-350.
- (14) 阿南・石井, 機講論, No.007-1, (2000-3), 335-336.
- (15) Anami, K. & Ishii, N., In: *Flow Induced Vibration*, S. Ziada & T. Staubli (ed.), (2000), 205-212.
- (16) 阿南・石井・飯田, 機講論, No.005-2, (2000-10), 121-122.
- (17) Ishii, N., Journal of Fluids and Structures, 6, (1992), 539-562.
- (18) Ishii, N. & Imaichi, K., Bulletin of the Japan Society of Mechanical Engineers, 20, 6, (1977), 998-1007.
- (19) Ishii, N. & Naudascher, E., Journal of Fluids and Structures, 6, (1992), 67-84.
- (20) Ishii, N., 1990, JSME International Journal, Series II (Fluid Engineering, Heat Transfer, Power, Combustion, and Thermophysical Properties) 33, (1990), 642-648.

- (21) Rayleigh, J.W.S., "The Theory of Sound", 2, New York: Dover, (1945), 4-8.
- (22) Lamb, H., "Hydrodynamics", Cambridge University Press, (1932), 398-403.
- (23) 土木学会編, "土木技術者のための振動便覧", 土木学会, (1984), 428-430.
-